

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Návrh variabilní těhlice pro FSAE

Design Variable Upright for FSAE

Student:

Jakub Měsíček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tomáš Kubín Ph.D.

Ostrava 2014

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠBTUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠBTUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Jakub Měsíček

Adresa trvalého bydliště autora: Rožmitálská 421, Zlaté Hory, 793 76

Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Měsíček**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení**
Téma: **Návrh variabilní těhlice pro FSAE**
Design Variable Upright for FSAE

Zásady pro vypracování:

Pro potřeby projektu "Formule student", který je momentálně realizován na FS, proved'te konstrukční návrh variabilní těhlice. Zpracujte rešerši týkající se projektu Formula Society of Automotive Engineers (FSAE), včetně analýzy pravidel FSAE 2013 a stanovení základních požadavků. Proved'te konstrukční návrh těhlice z hlediska uložení čepu kola a vedení kola, s ohledem na variabilní prvky těhlice (variabilita je požadována pro zkušební prototyp). Zpracujte analýzu požadavků nastavení geometrie přední nápravy a ověření rozsahu variabilních prvků. Zpracujte výkresovou dokumentaci. (rozsah upřesní vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MĚSÍČEK, J. *Návrh variabilní těhlice pro FSAE*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra konstrukce strojů a zařízení, 2014, XX s. Vedoucí práce: Kubín, T.

Bakalářská práce se zabývá návrhem a konstrukčním řešením přední těhlice s nastavitelnou geometrií pro zjištění potřebných dat k samotnému návrhu finální přední těhlice formule SAE. V úvodní části práce je rozbor pravidel Formule SAE a popsán podvozek automobilu. V dalších kapitolách jsou vypsány požadavky pro variabilní těhlici a vlastní konstrukční řešení. V předposlední kapitole jsou vypočteny zatěžující síly a kontrola variabilních prvků těhlice pomocí metody MKP. Nakonec závěr s doporučeními pro její další vývoj.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

MĚSÍČEK, J. *Design Variable Upright for FSAE* : Bachelor thesis. Ostrava VSB-Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, The Department of construction machinery and equipment, 2014, XXp. Supervisor: Kubín, T.

The bachelor thesis deals with the design and construction of the front upright with an adjustable geometry to determine the necessary data to the actual draft of the final front upright of Formula SAE. In the introductory of the thesis, rules of the Formula SAE have been described and the car chassis have been analyzed. Other chapters develop requirements for variable upright and the original design solution. Loading forces and control of variable elements of the upright have been calculated using the FEM in the penultimate chapter followed by conclusion with recommendations for its further development.

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů	7
ÚVOD	8
1. Formule SAE	9
2. Podvozek	13
2.1 Geometrie	14
2.2 Zavěšení kol	18
2.3 Těhlice	19
3. Vstupy a parametry	21
4. Vlastní konstrukční řešení	24
5. Určení těžiště	28
6. Výpočet zatěžujících sil, v mezních situacích pohybu vozidla	32
6.1 Zohlednění dynamiky sil působících na vozidlo	37
7. Rozbor sil a MKP	38
7.1 Rozbor sil v čepech unibalů	38
7.2 Metoda konečných prvků	40
8. Praktické ověření variabilní těhlice	45
9. Závěr	47
10. Použitá literatura	48

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
B	rozchod předních nápravy	m
F_{set}	setrvačná síla při brzdění	N
$F_{y1}^{'}$	boční síla zatěžující vnitřní kolo přední nápravy	N
$F_{y1}^{''}$	boční síla zatěžující vnější kolo přední nápravy	N
F_b	maximální brzdná síla na jedno přední kolo	N
F_{bn}	brzdná síla na jedno přední kolo při průjezdu pře nerovnost	N
F_{b1}	maximální brzdná síla na přední nápravu	N
F_{o1}	maximální odstředivá síla přední nápravy, při průjezdu zatáčkou	N
F_{op}	mezni odstředivá síla pro překlopení vozidla	N
F_{os}	mezni odstředivá síla při smyku:	N
F_{zb}	maximální zatížení jednoho kola přední nápravy při brzdění	N
F_{z1b}	síla zatěžující přední nápravu ve směru z při brzdění	N
$F_{z1}^{'}$	síla ve směru z působící na přední vnitřní kolo	N
$F_{z1}^{''}$	síla ve směru z působící na přední vnější kolo	N
F_{zbn}	síla působící ve směru z na při průjezdu přes nerovnost	N
F_{zd1}	síla ve směru z působící na přední nápravu při dosavadním stavu	N
F_{zd2}	síla ve směru z působící na zadní nápravu při dosavadním stavu	N
F_{zn2}	Síla na zadní nápravu při naklopení	N
g	tíhové zrychlení	m.s^{-2}
G_1	tíhová síla přední nápravy	N
G_d	tíhová síla při celkové dosavadní hmotnosti	N
G_p	tíhová síla při celkové předpokládané hmotnosti	N
h	výška zdvihnutí přední nápravy	m
h_t	výška těžiště	m
h_{tp}	předpokládaná výška těžiště	m
L	rozvor kol	m
L_1	vzdálenost těžiště od přední nápravy	m
L_2	vzdálenost těžiště od zadní nápravy	m
m	předpokládaná celková hmotnost	kg
m_1	předpokládaná hmotnost na přední nápravu	kg
m_2	předpokládaná hmotnost na zadní nápravu	kg
m_d	dosavadní celková hmotnost	kg
m_{d1}	dosavadní hmotnost na přední nápravu	kg
m_{d2}	dosavadní hmotnost na zadní nápravu	kg
m_{n2}	hmotnost na zadní nápravu při naklopení	kg
r_k	poloměr pneumatiky	m
α	úhel naklopení	°
μ	součinitel přilnavosti pneumatiky	-

ÚVOD

Bakalářská práce pojednává o možnostech nastavení geometrie kola pomocí variabilních prvků těhlice. Jedná se o návrh přípravku pro zjištění optimálního nastavení geometrie kola formulového typu. Na základě zjištěných dat a výpočtů zatěžujících sil, budou stanoveny požadavky na finální těhlici formule. Těhlice tvoří jeden z originálních prototypů v projektu Formula Student VŠB-TUO.

Pro správnou konstrukci je třeba mít základní znalosti a především splňovat parametry podvozku- geometrie, zavěšení kol, respektovat součásti. A vzhledem k mezinárodní úrovni musí plnit pravidla soutěže.

Formula Student má za cíl vyrobit formuli typu SAE (mezinárodní univerzitní soutěž) za účelem rozvoje strojírenských i elektrotechnických dovedností členů projektu, a dále své poznatky rozvíjet a porovnávat s českými i zahraničními univerzitami.



Obr. č 1 The McGill University Formula SAE Tým z Montrealu, Kanada 2013 [7]

1. Formule SAE

FSAE je zkratka z anglického "Formula Society of Automotive Engineers", v překladu: Formule společnost automobilových inženýrů. Formula SAE je konstrukční soutěž pro studenty inženýrských škol. Vznikla v USA v roce 1981. Od roku 1998 existuje její evropská odnož, Formula Student. Obě soutěže mají stejný cíl a prakticky stejná pravidla. Každý rok se v rámci Formula Student/SAE pořádá 8 jednotlivých soutěží po celém světě.

Cíl Soutěže

Formula SAE ® Series vyzývá týmy studentů a absolventů vysokých škol koncipovat, navrhnout, vyrobit, vyvinout a soutěžit s malými vozidly stylu formule.

Aby byla týmům umožněna maximální konstrukční flexibilita a svoboda vyjádřit svou kreativitu a představy, existuje jen velmi málo omezení z celkové koncepce vozidla. Výzvou pro týmy je vytvořit vozidlo, které může úspěšně konkurovat ve všech soutěžích popsaných v pravidlech FSAE. Soutěže sami dávají týmům šanci prokázat a dokázat, jak jejich kreativitu, tak inženýrské dovednosti ve srovnání s týmy z jiných univerzit po celém světě.

[1]

Cíle Konstrukce vozidla

Pro účely soutěže Formula SAE se předpokládá, že týmy pracují pro konstrukční firmu, která navrhuje, zhotovuje, testuje, a předvádí prototyp vozidla pro neprofesionální soutěžní trh.

- Vozidlo musí mít velmi vysoký výkon, pokud jde o zrychlení, brzdění a manipulaci a také být dostatečně odolné, aby úspěšně dokončilo všechny události popsané v pravidlech Formuli SAE a tak se udrželo na Formula SAE soutěžích.
- Vozidlo se musí přizpůsobit řidičům, jejichž vzrůst se pohybuje od 5. percentilu ženy k 95. percentilu muže a musí splňovat požadavky pravidel Formula SAE.
- Dalšími konstrukčními faktory je třeba zohlednit: estetiku, náklady, ergonomii, udržitelnost, výrobitelnost a spolehlivost.
- Jakmile jednou bylo vozidlo dokončeno a testováno, bude se váš návrh, design "firma" snažit "prodat" "společnosti", které zvaží výrobu soutěžního vozidla.

Výzvou pro tým designérů je vyvinout prototyp vozu, který nejlépe odpovídá konstrukčním cílům FSAE a které může být výhodně uváděny na trh.

- Každý návrh bude posuzován a hodnocen podle dalších soutěžních prací, aby bylo určeno celkově nejlepší auto. [1]

Správné technické postupy

Od vozidel se očekává, která postoupila do soutěží Formula SAE, že budou navrženy a vyrobeny v souladu s dobrou technickou praxí. [1]

Pravidla soutěže Formula SAE

.Jsou zaměřeny především na bezpečnost a na prostředky pro objektivní hodnocení.

- Vozidlo musí mít rozvor alespoň 1525 mm. Rozvor se měří od středu kontaktů předních a zadních pneumatik s vozovkou s koly natočenými rovně. Vozidlo musí mít 4 kola, která nejsou v přímce.
- Menší stopa vozidla (přední nebo zadní) nesmí být nižší než 75% větší stopy
- Světla výška vozidla musí být dostatečná k tomu, aby se zabránilo dotyku země s jakoukoliv částí vozidla (vyjma pneumatik) při soutěžích na závoděšti.
- Vozidlo musí mít nekrytá kola a kola auta musí mít průměr minimálně 203.2 mm.
- Formule musí být vybavena zcela funkčním závěsným systémem s tlumiči nárazů, vpředu i vzadu, s použitelným propružením kola alespoň 50.8 mm, s propružením 25.4 mm a s odskokem 25.4 mm, se sedícím řidičem.
- Úchyty, které slouží pro upevnění unibalů, nesmí mít menší tloušťku jak 2mm.
- Jakýkoliv montážní systém připevnění kola, který používá jedinou přídržnou matici, musí být propojen se zařízením, které udrží matici a kolo v případě, že se matice uvolní.
- Všechny montážní body pro zavěšení nápravy musí být při technické kontrole viditelné. [1]

Hodnotící kategorie

Tyto vozy jsou posuzovány v sérii statických a dynamických disciplín, včetně: technické prohlídky, nákladů, prezentace, projektování a výkonnostní zkoušky.

Dynamické disciplíny jsou bodovány z hlediska, jak dobře vůz koná danou disciplínu. Každá dynamická disciplína má stanoveno minimální přijatelnou úroveň výkonu, které se odrážejí v bodovacích rovnicích. [1]

Maximální možné bodové ohodnocení:

Statické disciplíny:

- Technická kontrola- bez bodového ohodnocení
- Prezentace - 75
- Konstrukční návrh - 150
- Analýza nákladů - 100

Dynamické disciplíny:

- Akcelpace – 75 (měří se čas potřebný pro ujetí dráhy 75m)
- Skidpad - 50 (jízda po zkušební dráze zaměřená na průjezd zatáčkou)
- Autokros – 150 (jízda po krátké zkušební dráze, zaměřená na manévrovatelnost)
- Účinnost – 100 (spotřeba paliva)
- Vytrvalost – 300 (závod na dlouhém okruhu 22Km, testování celkových vlastností vozidla a spolehlivosti)
- Celkově 1000 bodů.

FORMULA STUDENT SAE OSTRAVA

Fakulta strojní VŠB- TU Ostrava vyvíjí studentskou formuli typu SAE s cílem porovnání schopností konstrukčních vlastností jednotlivých prvků formule na národní a mezinárodní univerzitní úrovni. Projekt vznikl v roce 2013 z iniciativy studentů, pod záštitou Institutu dopravy. Dnes je do projektu zapojeno osm kateder Fakulty strojní. Na vývoji se podílí studenti pedagogové a vědecko-výzkumní pracovníci, kteří budou tyto konstrukční celky formule prověřovat na závodech studentských formulí v ČR a zahraničí. Studenti mají prostřednictvím této soutěže možnost rozvíjet své dovednosti v různých oborech strojírenství a elektrotechniky s praktickými výstupy v podobě konstrukčních prvků formule. Výsledkem roční práce je srovnání dovedností studentů různých škol v česku i v zahraničí na organizovaných podnicích.

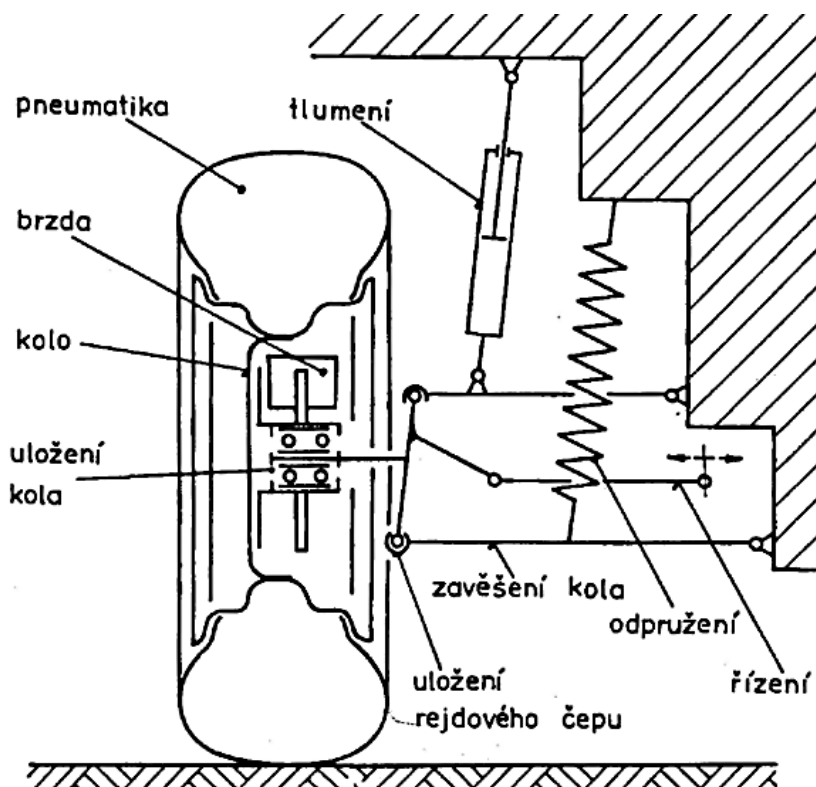


Obr. č 2 Formula student SAE Ostrava - návrhov designu prototypu č. 1 [8]

2. Podvozek

Pod pojmem podvozek automobilu rozumíme tyto prvky:

- **Kolo s pneumatikou** - spojuje vozidlo s vozovkou. Kola nesou hmotnost vozidla, přenášejí hnací a brzdné momenty. Zároveň jsou důležitým prvkem pružící soustavy vozidla.
- **Zavěšení kola** – je spojení kola s rámem vozidla nebo karoserií. Díky zavěšení se kolo může pohybovat ve svislé rovině při pružení. Zavěšení přenáší síly a momenty mezi kolem a rámem vozidla.
- **Odpružení a tlumení** – snižuje přenos vibrací nápravy na karoserii.
- **Řízení** - je k udržení směru jízdy nebo jeho změně.
- **Brzdová soustava** – slouží k snížení rychlosti nebo úplného zastavení vozidla a zajištění stojícího vozidla. [11]



Obr. č 3 Schématické zobrazení podvozku vozidla [11]

2.1 Geometrie

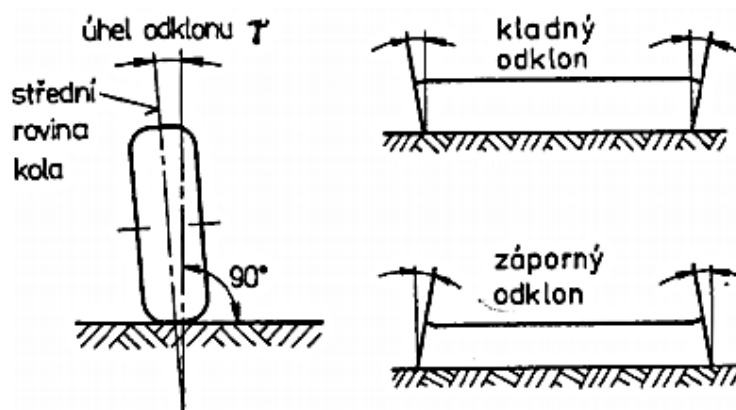
Správné nastavení geometrie je zejména důležité u kol řídící nápravy. Důvodem je zajištění přesného vedení kola při přímé jízdě i při zatáčení, správného odvalování kol, lehkého přesného a stabilního řízení. A proto mají řízená kola a jejich rejdové osy určité odchylky od svislých rovin. [2]

Mezi prvky geometrie kol mimo jiné patří:

- Úhel odklonu kola- γ
- Příklon rejdové osy- σ
- Poloměr rejdu- r
- Záklon rejdové osy- τ
- Závlek- nk
- Úhel sbíhavosti- δ

Úhel odklonu kola

Jedná se o odklon střední roviny kola vůči svislé rovině vozidla. Vlivem odklonu kola tvoří odvalující se kolo s vozovkou kužel, tím kola působí proti sobě a snižují sklony ke kmitání řízení při jízdě v přímém směru. [2]

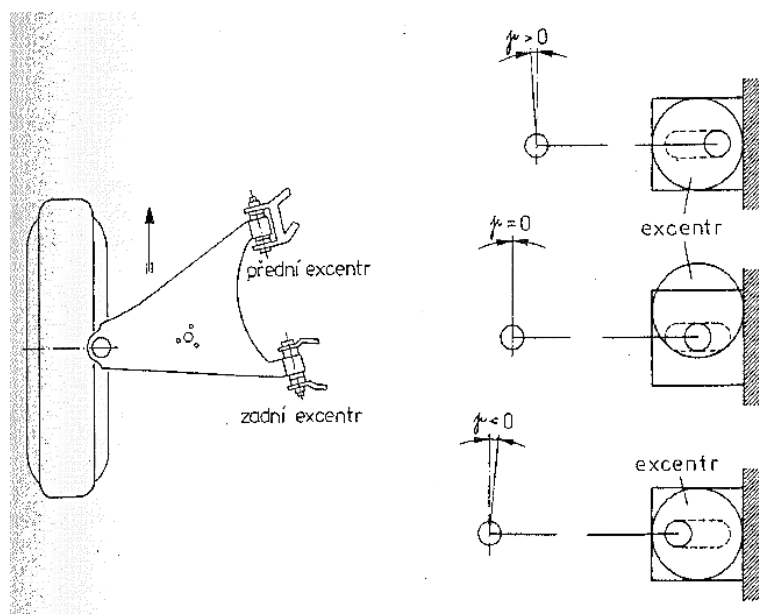


Obr. č. 4 Úhel odklonu kola [2]

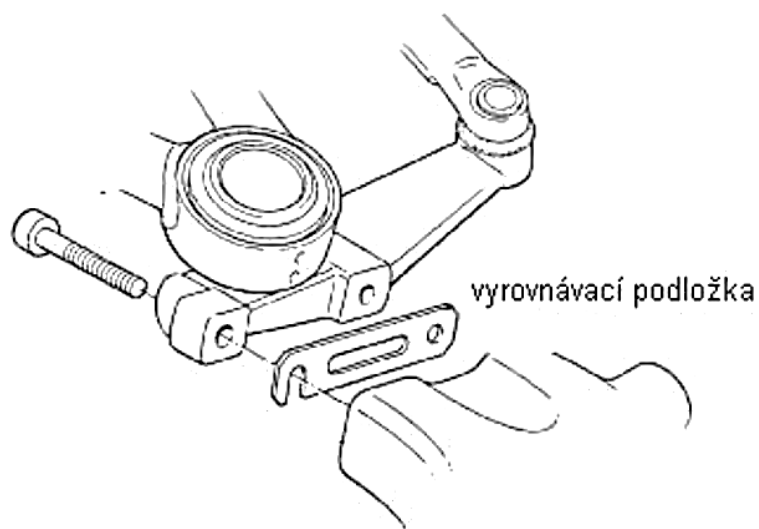
Většina vozidel má u přední nápravy pozitivní odklon, který zlepšuje směrovou stabilitu vozidla při přímé jízdě. A zmenšuje poloměr rejdu. U zadní nápravy má většina vozidel negativní odklon kola. Tento příklon zlepšuje boční vedení při jízdě zatáčkou. [2]

Nastavení úhlu odklonu pomocí:

- Uložení ramen nápravy v excentrech (Obr. č.2)
- Posunutí kulového kloubu spodního ramene
- Vkládáním vyrovnávacích podložek (Obr.č.3)



Obr. č. 5 Nastavení odklonu kola pomocí excentrů [2]



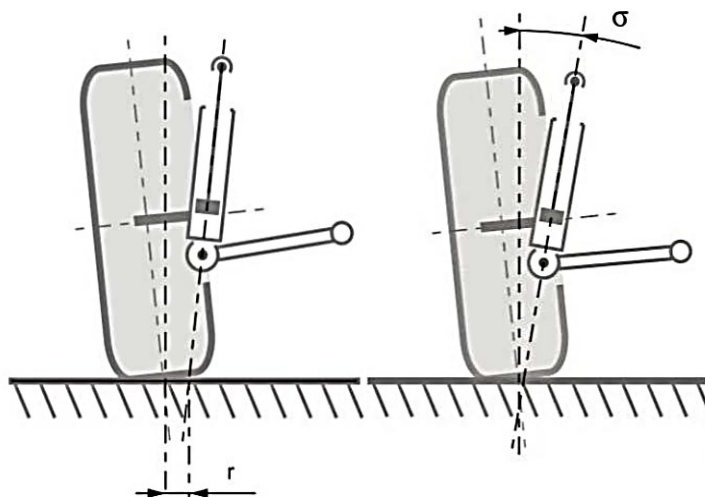
Obr. č 6 Nastavení odklonu kola pomocí vyrovnávací podložky [4]

Příklon rejdové osy

Jde o průmět úhlu, svíraného rejdovou osou a svislou rovinou kola, do příčné roviny. Příklon rejdové osy vyvolává klopný moment, který stáčí kola zpět do přímého směru. Při natočení kola ale dochází k přizvedání vozu, čímž se zvyšuje síla potřebná k vytočení kola do rejdu. [2]

Poloměr rejdu

Jedná se o vzdálenost průsečíků rejdové osy a osy pneumatiky s povrchem vozovky, viz obr. č.2. U většiny automobilů se používá záporný poloměr rejdu, kdy jsou kola tlačena do sbíhavosti. [2]



Obr. č 7 Poloměr rejdu a příklon rejdové osy (vpravo) [3]

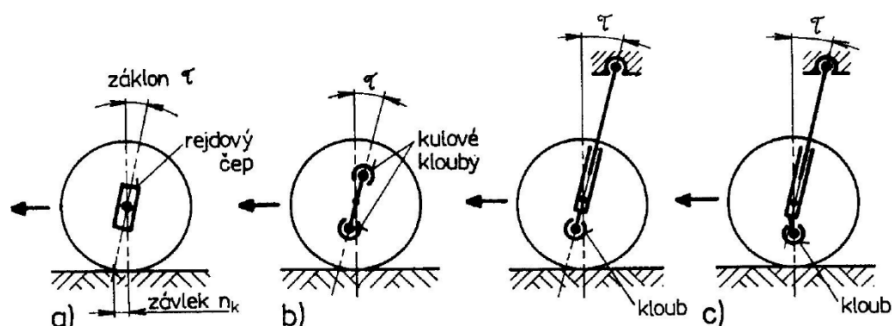
Záklon rejdové osy

Záklon rejdové osy τ je průmět úhlu mezi svislicí kola a rejdovou osou do podélné roviny. Kladné hodnoty jsou uvažovány při rejdové ose skloněné vzad, tzv. záklon. Analogicky je-li osa skloněna vpřed, hovoříme o předklonu. Záklon rejdového čepu má na řízení stabilizační účinek a navrácí kola do přímé polohy. Znázorněno na Obr. č. 5. [2]

Závlek

Závlek nk je pak vzdálenost mezi středem styku pneumatiky a průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou

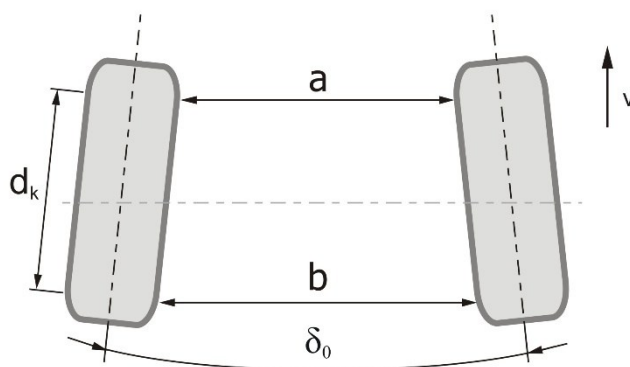
vozidla. Závlek je kladný, je-li průsečík rejdové osy a roviny vozovky před středem styku pneumatiky s vozovkou. V opačném případě hovoříme o tzv. předvleku. [2]



Obr. č 8 Znázornění závleku a záklonu rejdové osy [2]

Úhel sbíhavosti

Sbíhavost kol je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Sbíhavost je při přiklonění přední části kola k podélné ose vozidla a naopak. Rozbíhavost je při přiklonění zadní části kola k podélné ose vozidla. Vlivem valivého odporu a poddajnosti řízení mají kola tendenci k rozbíhavosti. Pro zajištění přímého směru odvalování slouží sbíhavost. [2]



Obr. č 9 Úhel sbíhavosti [2]

2.2 Zavěšení kol

Tím rozumíme způsob připevnění kol k rámu vozidla, který umožňuje svislý pohyb vzhledem k rámu. Přenáší síly a momenty mezi kolem a rámem tzn. zatížení vozidla, hnací a hnané síly, odstředivé síly a jejich momenty. [2]

Požadavky na nápravy osobních vozidel:

- **Jízdní komfort** – co nejmenší přenášení vibrací z nápravy do kabiny vozidla.
- **Přesné vedení kola** – Důležitý parametr pro bezpečnost a snadnou ovladatelnost vozidla.
- **Nízké provozní a výrobní náklady**
- **Minimální rozměry a hmotnost** – Náprava by měla co nejméně omezovat místo pro posádku a prostor pro pohonnou jednotku.

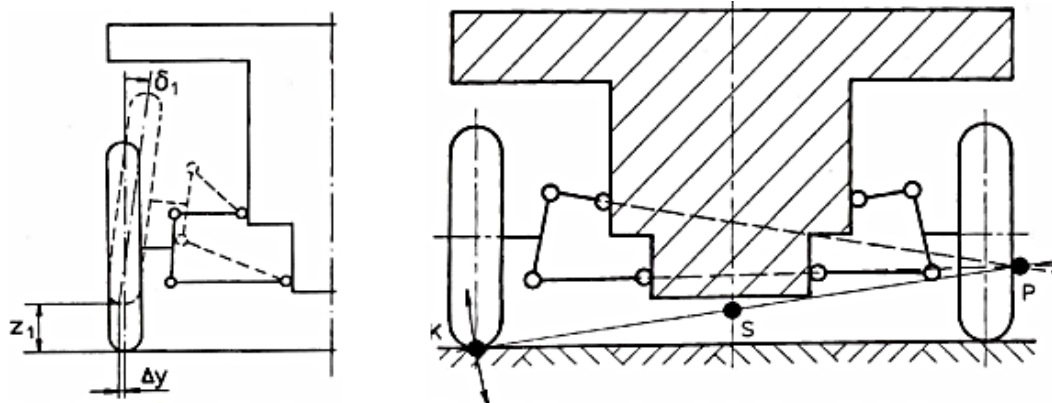
Tyto požadavky se většinou navzájem vylučují, z tohoto důvodu je nutné volit kompromis v konstrukci a typu nápravy v závislosti na určení automobilu. U automobilu nižších tříd je kladen důraz na cenu a jednoduchou výrobu (např. MacPherson), u vozů vyšších tříd je zase podstatný jízdní komfort a vedení kola (víceprvkové zavěšení). [2]

Druhy zavěšení:

- **Závislé zavěšení** (Tuhá náprava)
- **Nezávislé zavěšení** (MacPherson, víceprvkové zavěšení, lichoběžníkové)

Lichoběžníková náprava

Jedná se o zavěšení tvořené dvěma trojúhelníkovými rameny, která spolu s kolem tvoří pomyslný lichoběžník při pohledu zepředu, podle kterého je odvozen název. Ramena jsou uložena příčně nad sebou, přičemž jsou dvěma body uloženy v karoserii automobilu, aby mohla zachytávat síly. [2]



Obr. č 10 Lichoběžníková náprava[2]

Výhodou je velmi malý zástavbový prostor. Díky jednoduchému uchycení těhlice pomocí dvou prvků umožňuje snadnou konstrukci řízení. Při správné konstrukci a geometrii zabezpečuje dobré vedení kola a vynikající jízdní vlastnosti. [2]

2.3 Těhlice

Těhlice je součástí podvozku vozidla, spojuje ramena zavěšení s čepem kola. Dále je těhlice součástí řízení a brzdného systému, tím je myšleno: přenášení sil a momentů z kola na ramena nápravy. Podstatnou vlastností těhlice je tuhost, pro přesné vedení kola. Další podstatnou vlastností je nízká hmotnost, která je u závodních automobilů rozhodující. [10]

Funkce a požadavky na těhlice

Těhlice přenáší veškeré síly a momenty z vozovky na automobil a naopak. V jejím středu je ložiskový komplet, ve kterém je uloženo kolo. Ložisko musí být schopna zachytit radiální a axiální zatížení. U hnané nápravy je v těhlici uložen hnací hřídel, kde musí být součástí hřídele homokinetický kloub nebo kardan, který umožňuje přenos točivého momentu i v případě vzájemného vyosení těhlice a hnací hřídele. [10]

Ložiska v těhlici mohou být jednořadá nebo dvouřadá, většinou s kosoúhlým stykem pro zajištění přenosu axiálních sil. Na náboj kola je připevněn brzdový kotouč, případně brzdový buben. Dále je na náboji připevněn ráfek pomocí čtyř, pěti šroubů nebo matic. U některých vozů je ráfek připevněn pomocí jedné centrální matice. Vystředění kola zajistí nákržek na náboji. [10]

Těhlice patří k neodpruženým hmotám kola, a proto má její hmotnost zásadní vliv na schopnost naladění podvozku. Z tohoto důvodu musí být hmotnost těhlice co nejnižší ale zároveň musí být pevná a tuhá pro správné vedení kola. U říditelné nápravy je uložen rejdový čep, aby bylo možné natáčení kol. Řídící tyč je připevněno kloubem na páku řízení, které je většinou součástí těhlice. [10]

Těhlice závodních vozů

Těhlice závodních vozů mají různé konstrukční provedení, odpovídající naladění a konstrukci nápravy vozu. U produkčních automobilů se těhlice řeší jako odlitek z šedé litiny nebo oceli. U závodních vozů klade především důraz na jejich hmotnost, pro to se většinou vyrábí z dražších materiálů obráběním na CNC strojích. Konstrukce těhlice je nejvíce ovlivněna druhem zavěšení kol a použitou technologií výroby. Nejčastější typy zavěšení kol závodních vozů jsou:

- a. Zavěšení typu McPherson
- b. Lichoběžníkové zavěšení kol (Obr. č. 10)

Konstrukce formulové těhlice

Konstrukce závodních vozů formule musí splňovat různé požadavky, které jsou vyvolány extrémními výkony jízdy po vozovce např. přívod vzduchu k brzdovým kotoučům pro lepší chlazení, nebo vhodné aerodynamické zakrytí v kole. Dalším konstrukčním řešením pro zlepšení vlastností vozu je uložení brzdového třmene co nejbližší k vozovce a tím snížení výšky těžiště. Tímto je dosaženo lepší ovladatelnosti a lepší přilnavosti k vozovce v zatáčkách. Pro rychlou výměnu a uchycení kol je důležité použití jedné centrální matice. [10]

3. Vstupy a parametry

Konstrukce těhlice nesmí být v kolizi s žádnou částí podvozku. Měla by být v záštitu kola a splňovat dané požadavky na nastavení geometrie kola. Samotné tělo nastavitelné těhlice má být ze slitiny hliníku, s možností dodatečného upevnění brzdného třmene a páky řízení, šrouby nebo svarem. Konstrukce musí být co nejvíce přizpůsobena možnostem výroby v laboratoři Formula Student VŠB- TUO.

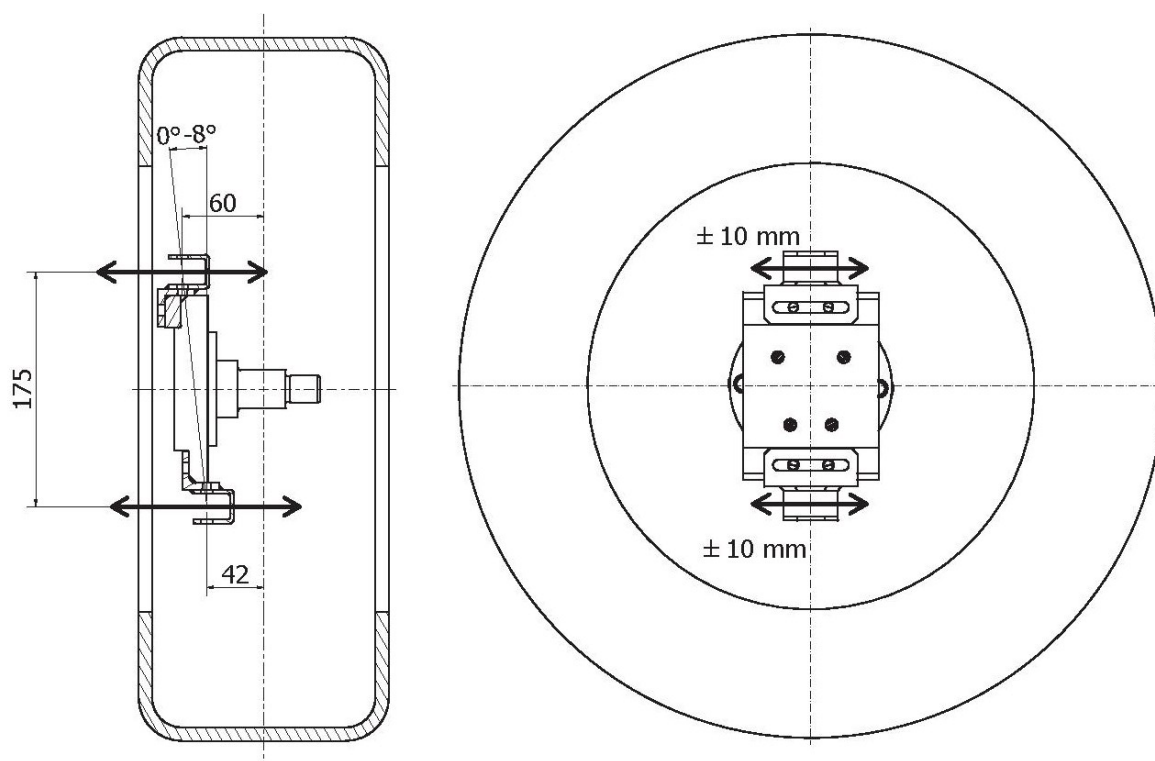
Tab. č. 1 Konfigurace formule verze č. 1

Motor	Kapalinou chlazený čtyřtákní řadový čtyřválec s výkonem 72 kW (98 k) v 12 000 ot./min.
Rám	Rám je celý z ocelových trubek TR 25x2, trubky jsou k sobě svařeny metodou MAG.
Rozvor	1875 mm
Rozchod	Rozchod přední nápravy 1340 mm a zadní nápravy 1350 mm.

Parametry

Konstrukce těhlice byla omezena zejména vnitřní prostorem ráfku a danými roztečemi unibalů ve svislé rovině 175 mm. Dále dodržáním rozchodu kol přední nápravy.

Nastavení v podélné ose byla vymezena na ± 10 mm a to u horního i spodního úchyty. Horizontální nastavitelnost musí umožnit odklon kola v rozsahu 0° až 8° (obr. č. 11).



Obr. č 11 Požadované nastavení [autor]

Součásti podvozku

- **Ráfky** – Typ a výrobce ráfku byl volen dle nabídky trhu pro formulová a závodní vozidla disponujícími parametry, které se dají očekávat u vozidla Formula SAE. Bylo možno volit ze dvou velikostí ráfku, a to R10 a R13. Tým VŠB- FSAE se rozhodl pro použití ráfků o větším průměru, zejména kvůli lepším parametrům pro zástavbu zavěšení kola a brzd vozidla. Ráfek pochází z produkce firmy OZ Racing typu Formula Student. Je z lehké slitiny AlSi s příměsí magnesia. Hmotnost ráfku činí 4,2 Kg.
- **Pneumatiky** – Hoosier 20,5x7-13 závodní pneumatika pro závody na zpevněném povrchu. Je možno ji zakoupit o různých stupních tvrdosti směsi s ohledem na předpokládanou teplotu během používání. Jako jeden z mála výrobců na trhu nabízí Hoosier rozměr pro ráfek 7.0 R13 který je na voze použit. Radiální a axiální tuhost pneumatiky se odvíjí od jejího nahuštění, které je však maximálně závislé na charakteristice trati, její teplotě a celkové telemetrii vozidla. Z tohoto důvodu je ve výpočtech pružnost a tlumící efekt pneumatik zanedbán. Hmotnost pneumatiky, tedy pláště obutého na ráfek činí 8,3 Kg.
- **Náboj kola** – Pro nižší cenovou náročnost byl volen náboj kola z produkčního osobního vozu. Přesněji přední náboje kol jsou upravené náboje kol vozu Seat

Ibiza Mk IV. (6K1), zadních kol. Zadní náboj vozu je náboj produkce VW používaných u vozidel například VW Golf Mk II nebo Škoda Felicia přední hnané nápravy. Výběr nábojů byl zúžen požadavkem na rozteč kolových šroubů 4x100 mm. Šrouby kol zůstaly až na jejich délku nezměněny.

- **Ložisko** - Ložisko náboje kola bylo zakoupeno jako součást náboje u předních i zadních kol. Typ ložiska je dvojité kuličkové ložisko, v případě přední nápravy s kosoúhlým stykem.
- **Čep kola** - Čep kola přední nápravy je našroubený prostřednictvím čtyř šroubů M10x1,5 na těhlici kola. Čep zadního kola je tvořen vlastním nábojem kola, který je nalisován do ložiska kola. Vlastní ložisko je pak nalisováno do těhlice s vysokým přesahem, jako u produkčního vozu.
- **Ramena zavěšení kola** - Ramena tvaru trojúhelníku tvoří nezávislé zavěšení kola, kdy jsou kola zavěšena samostatně a nezávisle. Mezi rameny zavěšení se nachází těhlice, která je k ramenům vázána kulovými unibaly. Ramena přenáší podélné a příčné síly od kol. Jsou vyrobeny z ocelových trubek TR KR 20x2 svařených do požadovaného tvaru metodou MAG.
- **Unibaly** – Unibaly nahrazují kulové klouby produkčních náprav. Zároveň také nahrazují pružné silentbloky kloubových spojení nápravy a rámu vozidla. Jsou konstruovány z kovových součástí a snižují změnu geometrie kola během extrémního zatížení. Zároveň zlepšují odezvu podvozku směrem k jezdci a eliminací pružných pryžových prvků zvyšují stabilitu vozidla v extrémních jízdních situacích.

4. Vlastní konstrukční řešení

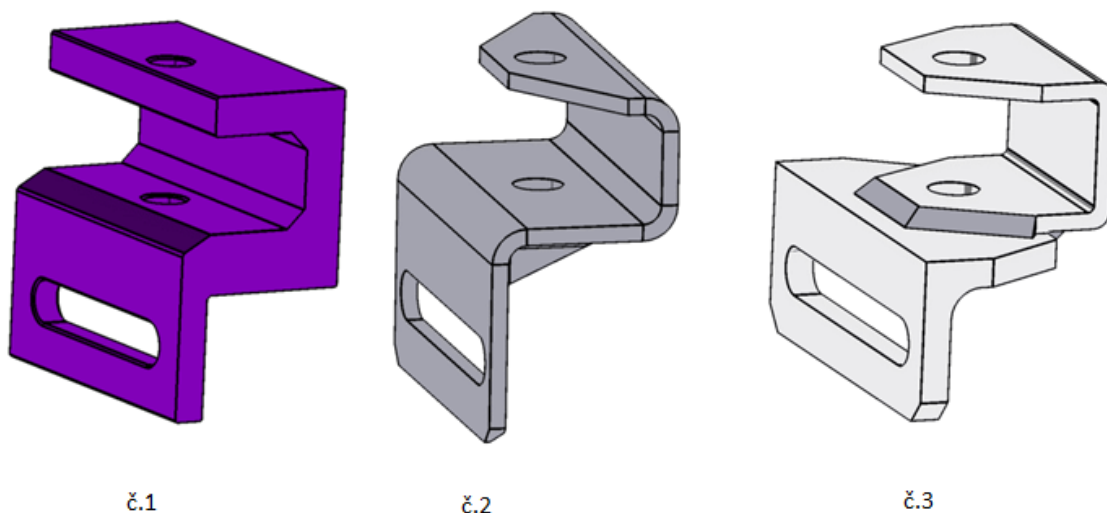
Jako první krok bylo důležité vymezit prostor uvnitř ráfku. Složením součástí podvozku: Na čep kola je nalisováno ložisko, na něj následně nalisován náboj zajištěný maticí. Ráfek s pláštěm, který je utažen čtyřmi šrouby je nasazen na náboj.

Díky tomu mohly být stanoveny pozice unibalů a předběžné rozměry těhlice.

Pro nastavení ve dvou na sebe kolmých os byl vybrán koncept, postupným skicováním množstvím náčrtů. Kde posouvání ve směru podélné osy vozu je zajištěno drážkou a nastavení bočním směru vozu pomocí podložek. Podložky jsou přidávány nebo ubírány mezi jednotlivými úchyty a těhlicí.

Variantní řešení

Úchyty unibalu byly navrženy ve třech možných variantách, ze kterých se vybírala nejvhodnější, porovnáním dle potřebných kritérií. Umožňují uchycení unibalu ramen nápravy a nastavení geometrie kola. Na výběr jsou 3 varianty, které se budou mezi sebou porovnávat.



Obr. č 12 Variantní řešení [autor]

Varianta č. 1

Jedná se o jednoduchou součást frézovanou ze slitiny hliníku. Její výhodou je nízká hmotnost. Podstatnou nevýhodou, že v laboratoři nejsou k dispozici frézky. Díl se tedy musí zadat na výrobu externí firmě.

Varianta č. 2

Ohýbaný ocelový plech s dvěma navařenými žebry pro zpevnění součásti. Výhodou této varianty je hlavně materiál, protože jej lze svařovat přímo v laboratoři, kde se nachází svářečka pro svařovací metodu MAG. Podstatnou nevýhodou je nutnost opatřit ohnutí plechu na ohýbačce v externí firmě.

Varianta č. 3

Tento koncept je dvoudílný svařenec. Spodní díl je z normalizovaného tvarového profilu L. Úchyt tvaru a je na skladě dílny. Horní část svařence tvoří úchyt ve tvaru U, který je již využit na jiných částech vozidla pro uložení čepu unibalu.

Vyhodnocení variant

Hodnocení od 1-5, přičemž 5 je nejhorší možné.

Tab. č. 2 Vyhodnocení variant [autor]

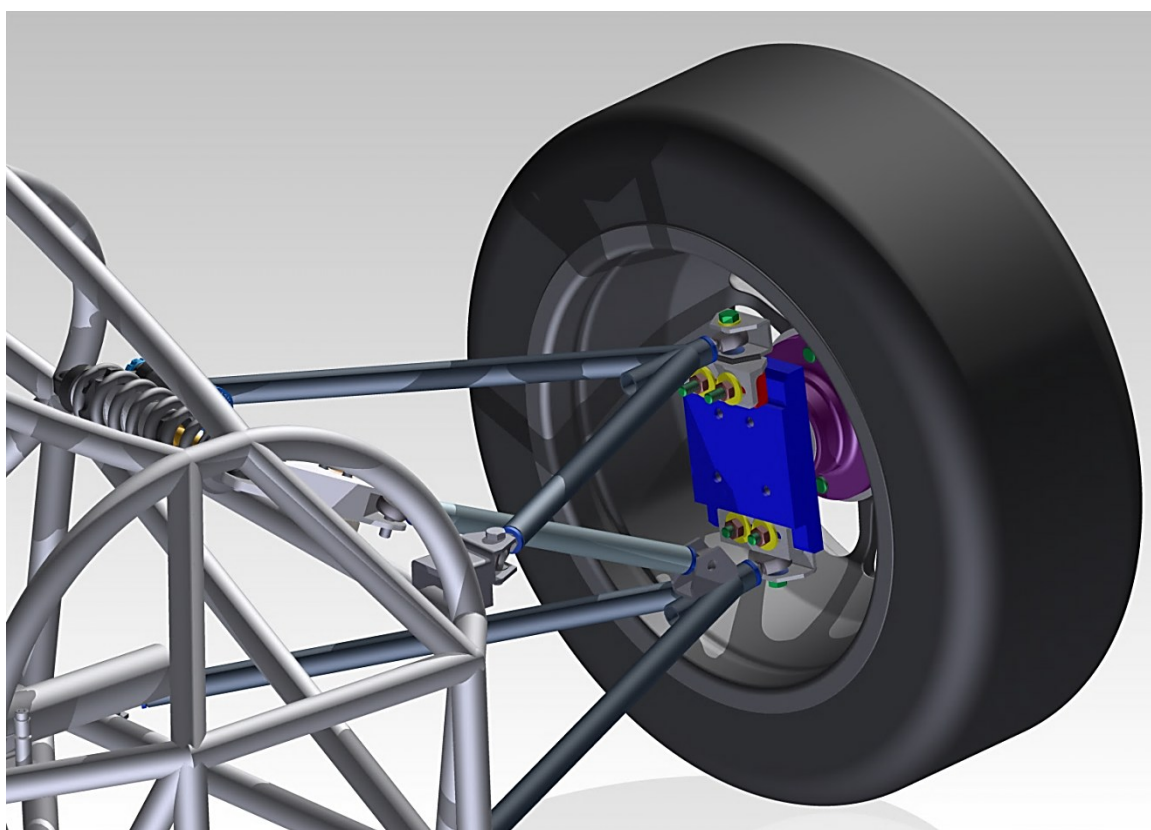
		Varianta č. 1	Varianta č. 2	Varianta č. 3
Rozhodující vlastnosti	materiál	1	2	2
	vyrobitelnost	3	4	1
	zástavba	3	3	2
	cena	4	3	2
Sumace hodnocení		10	12	7
Celkové pořadí		2.	3.	1.

- Materiál - požadovaný materiál, zohlednění skladových zásob laboratoře a možnosti zakoupení

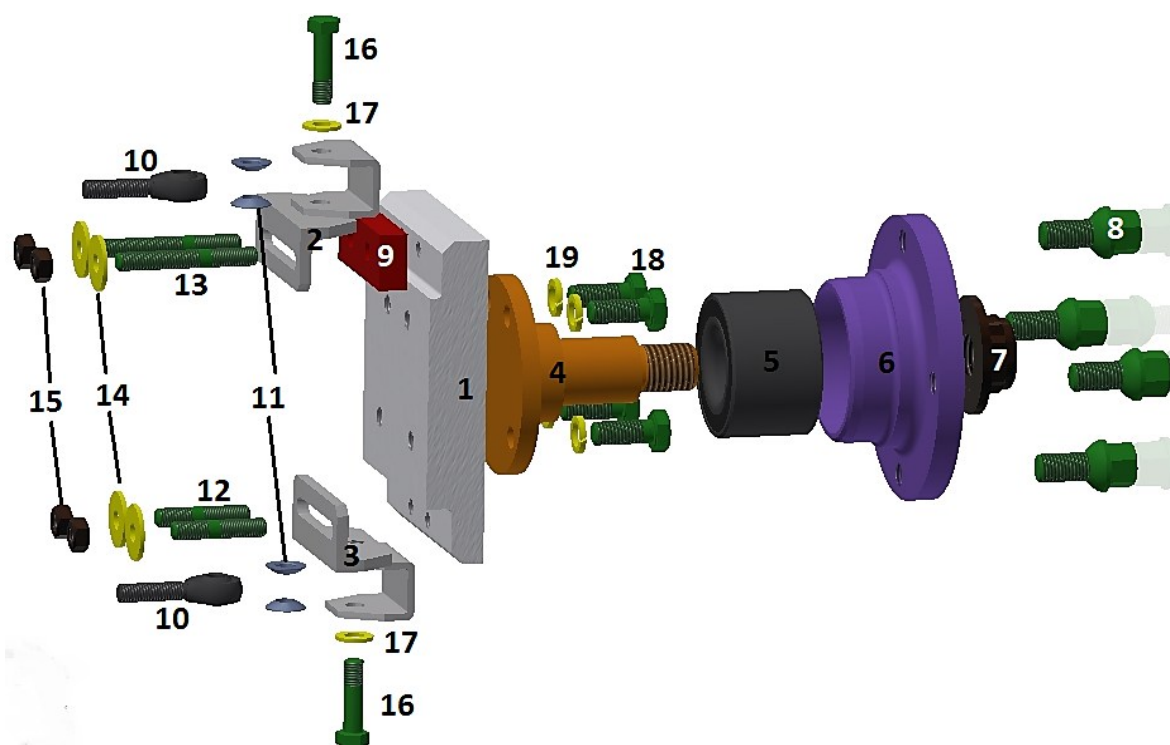
- Vytvořitelnost- zohlednění možnosti výroby pomocí dílenských nástrojů a strojů v laboratoři. Nebo případné výroby externí firmou.
- Zástavba – posouzení velikosti součástí v zástavbovém prostoru
- Cena – vlastnost odvozená kombinací materiálu a vytvořitelnosti.

Ze závěru vyhodnocení vyplývá jako nejvhodnější varianta č. 3. Protože je vhodný pro výrobu v laboratoři.

Popis konstrukce



Obr. č 13 Pohled přední nápravy [autor]



Obr. č 14 Popis částí konstrukce [autor]

číslo	název	popis
1	těhlice	Materiál EN AW 5083
2	horní variabilní úchyt	Svařenec z oceli ČSN 11 375
3	spodní variabilní úchyt	Totožný s horním úchytem.
4	čep kola	Čep zadního kola Seat Ibiza Mk IV. (6K1)
5	ložisko	Ložisko zadního kola Seat Ibiza Mk IV. (6K1)
6	náboj	Náboj zadního kola Seat Ibiza Mk IV. (6K1)
7	matice	Matice čepu zadního kola Seat Ibiza Mk IV. (6K1)
8	šroub M12	Šrouby s kulovou dosedací plochou, pro utažení kola.
9	podložka	Podložka pro nastavení odklonu kola 4°.
10	unibal M8	Unibal nahrazuje kulové klouby produkčních náprav.
11	podložka kulová	Umožňuje větší naklopení.
12	závrtný šroub M8	Závrtné šrouby spodního úchyty.
13	závrtný šroub M8	Závrtné šrouby horního úchyty.
14	podložka velká M8	Velká podložka pro zvětšení dosedací plochy na
15	matice M8	
16	čep unibalu	Šroub M8.
17	podložka M8	
18	šroub M10	
19	podložka M8	

5. Určení těžiště

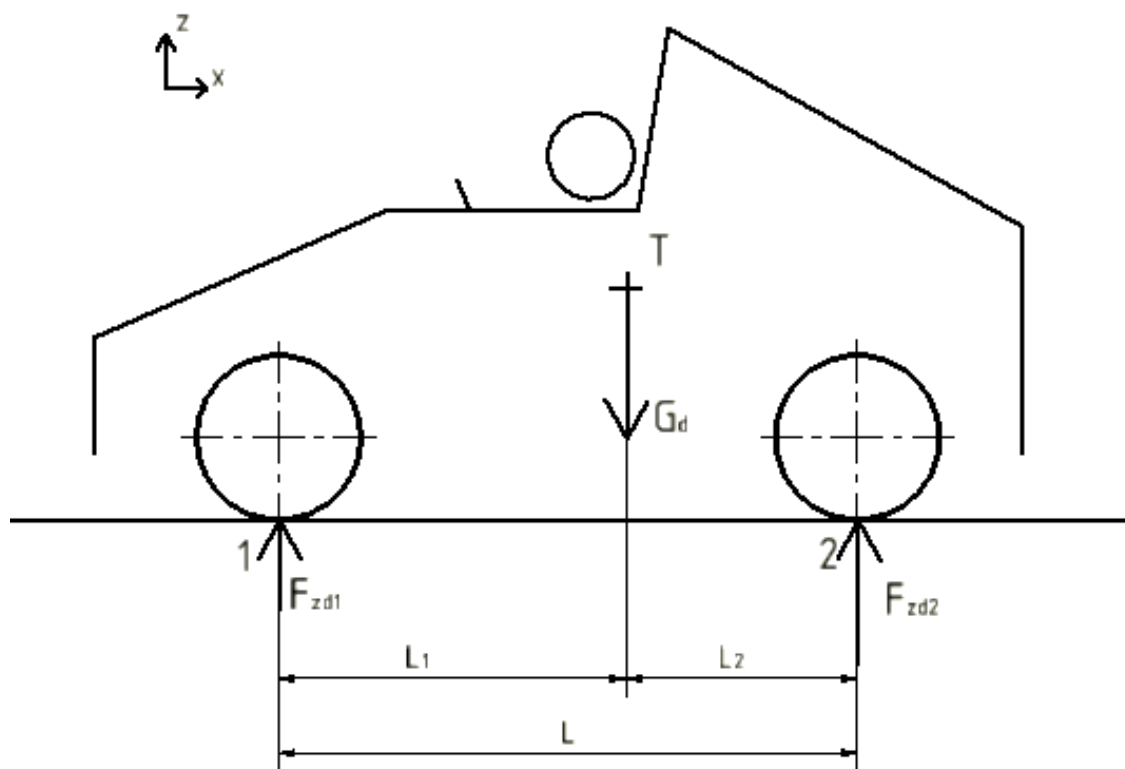
Těžiště je určováno pomocí numerických metod dle [2], na vozidle v dosavadním stavu viz Obr. č. 15. Po domluvě s šéfkonstrukteřem bylo dohodnuto, že prvky které nejsou ještě namontované (brzdy, chladič, aerodynamický kryt atd.) neovlivní podstatně polohu těžiště vůči vzdálenostem od náprav. Předpokládaná celková hmotnost se všemi prvky vozidla i s řidičem a naplněnou nádrží je maximálně 350Kg.

Tab. č. 3 Rozložení hmotnosti vozidla [autor]

	označení	Hmotnost dosavadní stav	Rozložení Hmotnosti	označení	Předpokládané hmotnosti
Přední náprava	m_{d1}	76 kg	40 %	m_1	140 kg
Zadní náprava	m_{d2}	114 kg	60 %	m_2	210 kg
celková	m_d	190 kg	100 %	m	350 kg

Hodnoty byly naměřeny v laboratoři pomocí čtyř osobních vah.

Horizontální poloha těžiště



Obr. č. 16 Rozložení hmotnosti [autor]

Z rovnice rovnováhy momentů k bodu 2 vyplívá vztah:

$$F_{zd1} \cdot L = G_d \cdot L_2 \quad (5.1)$$

Zatížení přední nápravy F_{zd1} :

$$F_{zd1} = m_{d1} \cdot g = 76 \cdot 9.81 = 746N \quad (5.2)$$

Tíhová síla G_d :

$$G_d = m_d \cdot g = 190 \cdot 9.81 = 1864 N \quad (5.3)$$

Vypočet vzdáleností těžiště od náprav vyjádřením ze vztahu (5.1)

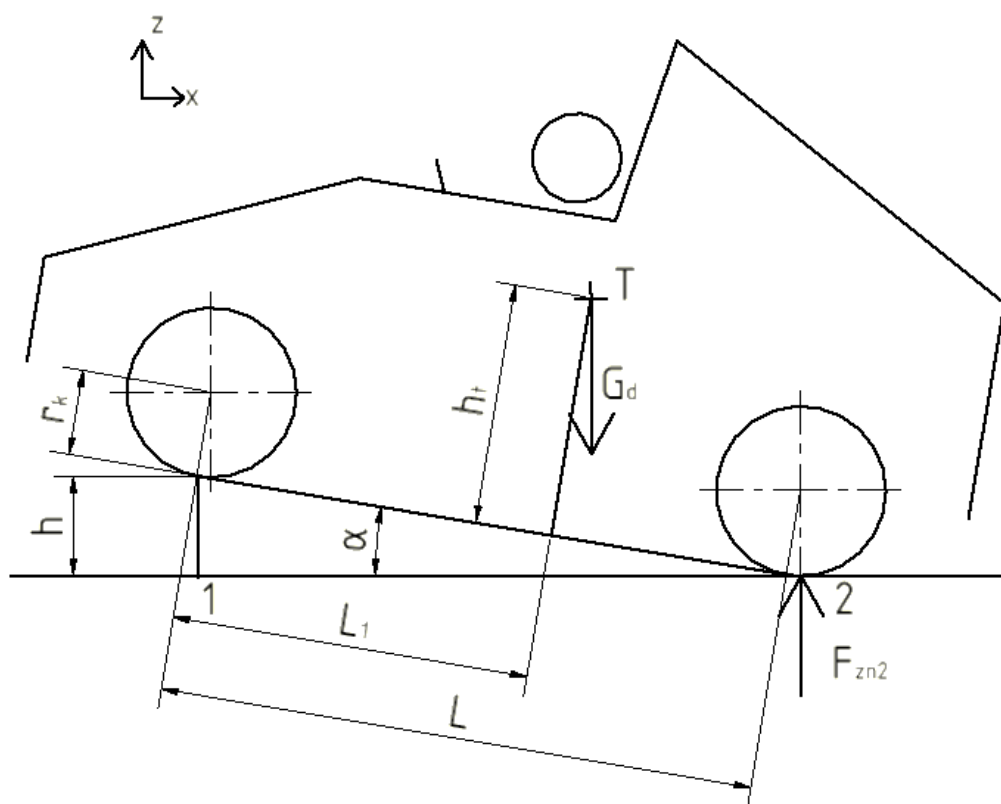
$$L_2 = \frac{F_{zd1} \cdot L}{G_d} = \frac{746 \cdot 1785}{1864} = 714,4 mm \quad (5.4)$$

$$L_1 = L - L_2 = 1785 - 732 = 1070,6mm \quad (5.5)$$

Výšková poloha těžiště h_t



Obr. č 17 Formule Student VŠB-TUO prototyp č.1 – měření změny hmotnosti při naklonění [autor]



Obr. č 18 Naklonění vozidla [autor]

Rovnice rovnováhy momentů k bodu 1 :

$$F_{zn2} \cdot L \cdot \cos \alpha - G_d \cdot (L_1 \cdot \cos \alpha + (h_t - r_k) \cdot \sin \alpha) = 0 \quad (5.6)$$

Zatížení zadní nápravy po překlopení F_{zn2} :

$$F_{zn2} = m_{n2} \cdot g = 127 \cdot 9,81 = 1246N \quad (5.7)$$

Úhel naklopení α :

$$\alpha = \arcsin \frac{h}{L} = \arcsin \frac{730}{1785} = 24^\circ \quad (5.8)$$

Výška těžiště vyjádřená ze vztahu (5.6):

$$h_t = \frac{F_{zn2} \cdot L \cdot \cos \alpha - G_d \cdot L_1 \cdot \cos \alpha + G_d \cdot r_k \cdot \sin \alpha}{G_d \cdot \sin \alpha} = \quad (5.9)$$
$$= \frac{1246 \cdot 1785 \cdot \cos 24 - 1864 \cdot 1070,6 \cdot \cos 24 + 1864 \cdot 260 \cdot \sin 24}{1864 \cdot \sin 24}$$

$$h_t = 535 \text{ mm}$$

Kde :

$r_k = 260 \text{ mm}$ poloměr pneumatiky

$h = 730 \text{ mm}$ výška zdvihnutí přední nápravy

$m_{n2} = 127 \text{ Kg}$ hmotnost naměřená pod zadní nápravou, při naklopení

Po konzultaci s šéfkonstrukterem byla stanovena předpokládaná výška těžiště. Předpokládá se, že výška těžiště poklesne po připevnění zbývajících součástí vozidla (kapoty, brzdy, diferenciál, nápravy, podlahy, nádrž atd.).

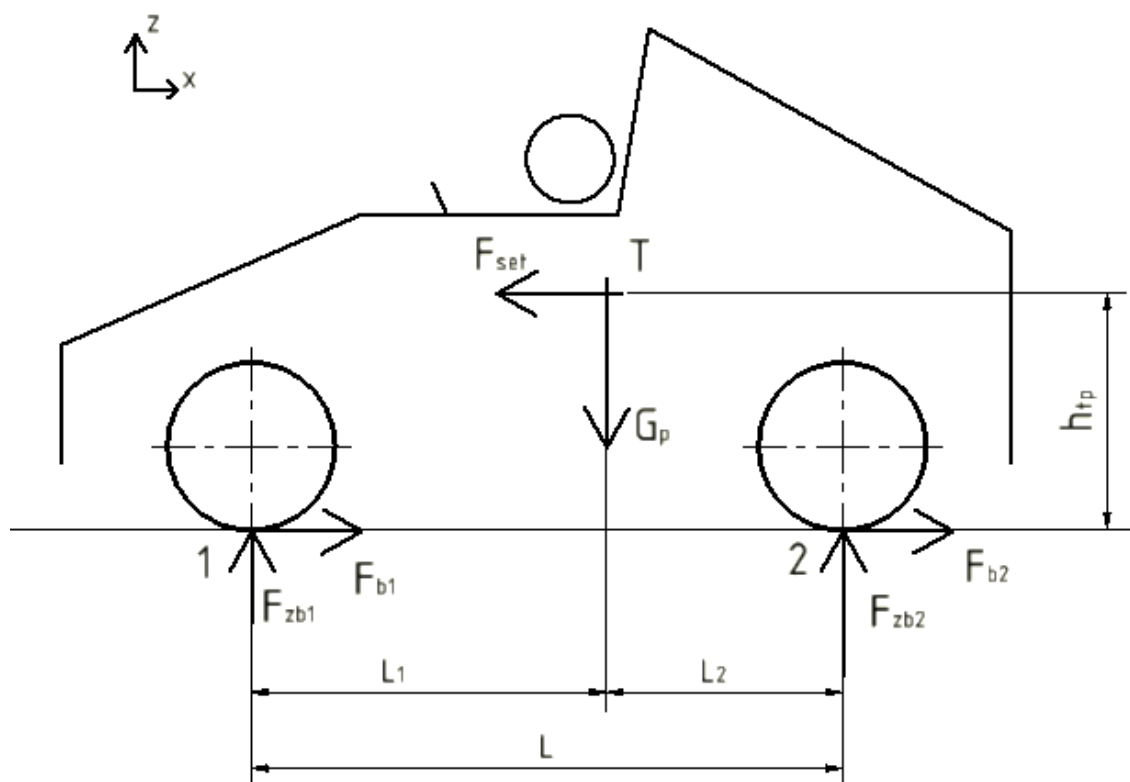
Předpokládaná výška těžiště $h_{tp} = 450 \text{ mm}$

6. Výpočet zatěžujících sil, v mezních situacích pohybu vozidla

V průběhu jízdy se zatěžující síly na nápravy mění s nerovnostmi, dráhou a povrchem vozovky. Můžeme rozlišovat následující 3 stavy, kdy může nastat maximální zatížení přední nápravy[2]:

- Brzdění
- Průjezd zatáčkou
- Průjezd přes nerovnost

Zatížení při brzdění



Obr. č 19 Stav při brzdění [autor]

Výpočet setrvačné síly F_{set} :

$$F_{set} = m \cdot \mu \cdot g = 350 \cdot 0,85 \cdot 9,81 = 2918,5 \text{ N} \quad (6.1)$$

Tab. č. 4 Součinitel přilnavosti [5]

Součinitel přilnavosti pro různé povrchy vozovky					
vozovka		hodnota	vozovka		hodnota
beton	suchý	0,8-1,0	asfalt	suchý	0,6-0,9
	mokrý	0,5-0,8		mokrý	0,3-0,8
dlažba	suchá	0,6-0,8	makadam	suchý	0,6-0,8
	mokrá	0,3-0,5		mokrý	0,3-0,5
polní cesta	suchá	0,4-0,6	tráva	suchá	0,4-0,6
	mokrá	0,3-0,4		mokrá	0,2-0,5
hluboký písek, sníh		0,2-0,4	náledí		0,1-0,3

Součinitel přilnavosti μ je volen s ohledem na vozidlo a jeho pneumatiky. Použití vysoce přilnavých pneumatiky pro závodní účely, nazývané se Slick. Tyto pneumatiky nemají na běhounu žádný vzorek. Díky tomu maximalizují vztyčnou plochu mezi pneumatikou a vozovkou. Z pravidla jsou vyrobeny z měkčí směsi s větší přilnavostí.

$\mu = 0,85$ součinitel přilnavosti pneumatiky

Rovnice rovnováhy momentů k bodu 2:

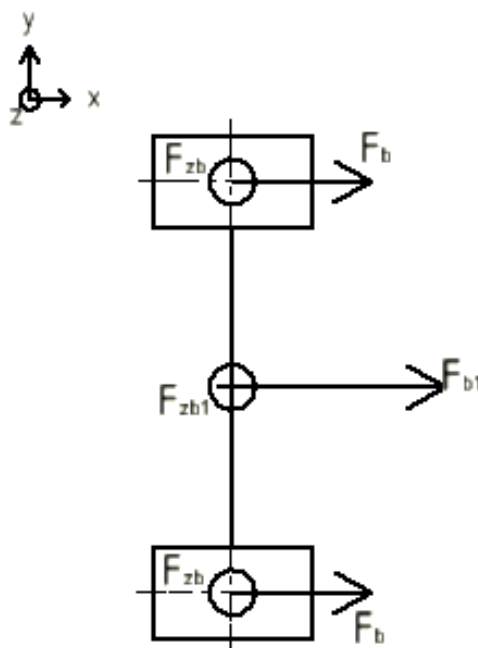
$$F_{zb1} \cdot L = G_p \cdot L_2 + F_{set} \cdot h_{tp} \quad (6.2)$$

Zatěžující síla přední nápravy F_{z1b} vyjádřené z (6.2).

$$F_{zb1} = \frac{G_p \cdot L_2 + F_{set} \cdot h_{tp}}{L} = \frac{3433,5 \cdot 714,4 + 2918,5 \cdot 450}{1785} = 2110 \text{ N} \quad (6.3)$$

Maximální brzdná síla na přední nápravu:

$$F_{b1} = F_{zb1} \cdot \mu = 2110 \cdot 0,85 = 1793,5 \text{ N} \quad (6.4)$$



Obr. č 20 Zobrazení rozložení sil působících na přední nápravu v půdorysu [autor]

Maximální zatížení F_{zb} jednoho kola přední nápravy při brzdění:

$$F_{zb} = \frac{F_{zb1}}{2} = \frac{2110}{2} = 1055 \text{ N} \quad (6.5)$$

Maximální brzdná síla F_b na jedno přední kolo:

$$F_b = \frac{F_{b1}}{2} = \frac{1793,5}{2} = 896,8 \text{ N} \quad (6.6)$$

Zatížení při průjezdu zatáčkou

Jedná se o výpočet sil vyvolaných stavem vozidla při průjezdu zatáčkou. Kdy na vozidlo působí nejen vlastní hmotnost ale také odstředivá síla [2].

Mezní odstředivá síla F_{os} při smyku:

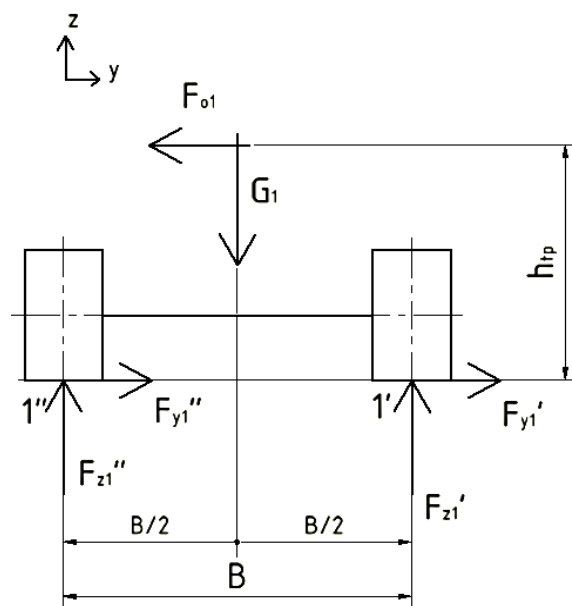
$$F_{os} \leq G_1 \cdot \mu \leq 1373,4 \cdot 0,85 \leq 1167\text{N} \quad (6.7)$$

Mezní odstředivá síla pro překlacení vozidla:

$$F_{op} \cdot h_{tp} = G_1 \cdot \frac{B}{2} \quad (6.8)$$

$$F_{op} \leq \frac{G_1 \cdot B}{2 h_{tp}} \leq \frac{1373,4 \cdot 1340}{2 \cdot 450} \leq 2045\text{N}$$

Ze vztahů (6.7) a (6.8) vyplývá, že ke smyku kol dojde dříve než k převržení vozidla, dále považujeme za maximální odstředivou sílu $F_{o1} = F_{os} = 1167\text{N}$.



Obr. č 21 Průjezd zatáčkou [autor]

Pro rovnováhu momentů k bodu 1' vyplívá vztah:

$$F_{z1}'' \cdot B = G_1 \cdot B/2 + F_{01} \cdot h_{tp} \quad (6.9)$$

Vyjádření síly F_{z1}'' zatěžující vnější kolo při průjezdu zatáčkou ze vztahu (6.9) :

$$F_{z1}'' = \frac{G_1 \cdot B + F_{01} \cdot h_{tp}}{B} = \frac{1373,4 \cdot 1340/2 + 1167 \cdot 450}{1340} = 1079N \quad (6.10)$$

Síla F_{z1}' zatěžující vnitřní kolo ve směru \underline{z} při průjezdu zatáčkou:

$$F_{z1}' = G_1 - F_{z1}'' = 1373,4 - 1079 = 294,4N \quad (6.11)$$

Boční síla F_{y1}'' zatěžující vnější kolo přední nápravy při průjezdu zatáčkou:

$$F_{y1}'' = F_{z1}'' \cdot \mu = 1079 \cdot 0,85 = 917N \quad (6.12)$$

Boční síla F_{y1} " zatěžující vnitřní kolo přední nápravy při průjezdu zatáčkou:

$$F_{y1}' = F_{z1}' \cdot \mu = 294,4 \cdot 0,85 = 250N \quad (6.13)$$

Zatížení při průjezdu vozidla přes nerovnost na vozovce a brzdění

Uvažujeme o přenesení zatížení celé nápravy, pouze na jedno kolo. Důsledkem nadzdvihnutí kola přejíždějící nerovnost[2].

Maximální zatěžující síla jednoho kola při brzdění a průjezdu přes nerovnost:

$$F_{zbn} = F_{zb1} = 2110 N \quad (6.14)$$

Maximální brzdná síla působící jednoho kolo při průjezdu přes nerovnost:

$$F_{bn} = F_{zbn} \cdot \mu = 1793 N \quad (6.15)$$

Statický stav

Vozidlo je v klidu na rovné vozovce. Zatěžující síly odpovídají hmotnosti vozidla. Na přední kolo připadá polovina hmotnosti přední nápravy.

6.1 Zohlednění dynamiky sil působících na vozidlo

Pokrytí dynamiky vozidla pomocí statických násobků. Jde o zohlednění rázů vzniklých pohybem vozidla. Například průjezdem přes nerovnost na vozovce, rozjezd, brzdění, zatáčení, atd. [9]

Tab. č. 5 Statické násobky[9]

Statické násobky		
stav	směr	hodnota
konstantní rychlost	x	2
konstantní rychlost	y	2
konstantní rychlost	z	2
při brzdění	x	2
při brzdění	z	3

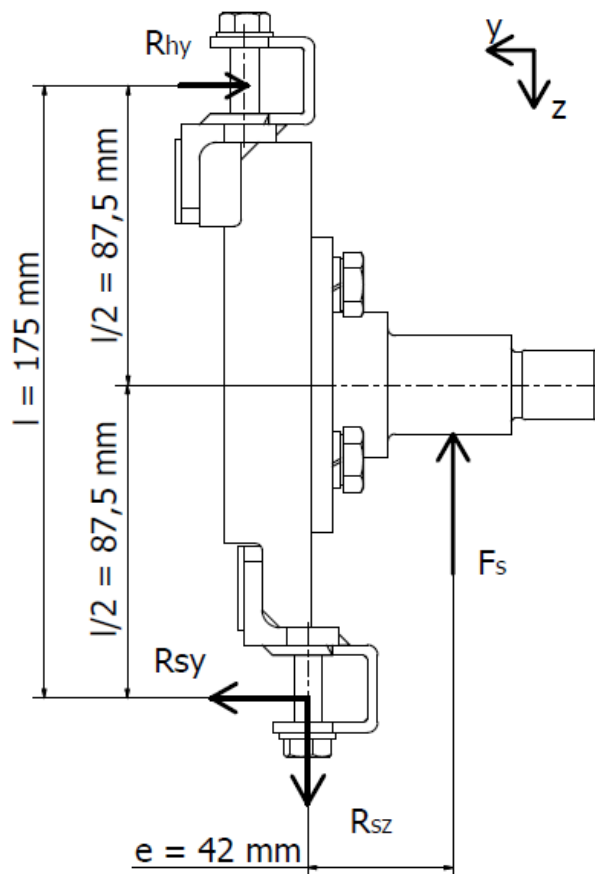
Tab. č. 6 Síly působící na kola přední nápravy v daných stavech jízdy, vynásobené statickým násobkem [autor]

jízdni stav	Levé kolo (vnější)			Pravé kolo (vnitřní)		
	x	y	z	x	y	z
brzdění	1794 N	-	1055 N	1794 N	-	1055N
průjezd zatáčkou	-	1834 N	2158N	-	-500 N	589 N
brzdění + nerovnost	2690 N	-	3165 N	-	-	-
statický stav	-	-	1374N	-	-	1374N

7. Rozbor sil a MKP

7.1 Rozbor sil v čepích unibalů

Rozbor sil byl proveden pro zjištění rozložení sil do rejdových čepů nápravy. Kde horní rameno nápravy zachycuje síly ve směru osy vozidla a bočním směru vozidla. Spodní rameno zachycuje síly jak ve směru ose vozidla a bočním směru, tak i ve směru svislé roviny, protože je na spodním rameně uchycen tlumič. $F_s = 1374\text{N}$ je síla při statickém stavu vozidla (viz. Tab. č. 7).



Obr. č 22 Rozbor sil [autor]

Výpočet reakcí

Výpočet reakcí v rejdových čepch, pomocí vyjadřování z rovnic rovnováhy sil a rovnováhy momentů.

$$F_z = 0 \quad (7.1)$$

$$F_s - R_{sz} = 0$$

$$R_{sz} = F_s = 1374 \text{ N}$$

$$M_s = 0 \quad (7.2)$$

$$F_s \cdot e - R_{hy} \cdot l/2 = 0$$

$$R_{hy} = \frac{2 \cdot F_s \cdot e}{l} = \frac{2 \cdot 1374 \cdot 42}{175} = 660 \text{ N}$$

$$F_y = 0 \quad (7.3)$$

$$R_{hy} - R_{sy} = 0$$

$$R_{hy} = R_{sy} = 660 \text{ N}$$

Síla F_s vytváří moment na rameni e k bodu spodního čepu, který se rozkládá na dvě stejné reakce opačného směru R_{sy} a R_{hy} .

7.2 Metoda konečných prvků

Použitý software- Autodesk Inventor Professionál 2012, studentská verze.

Úvod do MKP:

Metoda konečných prvků je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí, deformací, vlastních frekvencí, proudění tepla, atd. na vytvořeném 3D modelu. Princip spočívá v nahrazení spojitého nekonečného počtu prvků v objemu do určitého (konečného) počtu prvků, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech. MKP je užívána především pro kontrolu již navržených součástí, nebo pro stanovení kritického (nejnamáhavějšího) místa konstrukce.

Cílem této metody je simulace zatížení variabilních prvků těhlice.

Tab. č. 8 Materiálové vlastnosti variabilních částí těhlice [6]

Materiál	11 375
Hustota [Kg/m^3]	7850
Poissonovo číslo [-]	0,3
Modul pružnosti v tahu [MPa]	210000
Mez kluzu [MPa]	250
Mez pevnosti [MPa]	440
Dovolené napětí v tahu: statické [MPa]	150
Dovolené napětí v tahu: míjivé [MPa]	95

Dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{do} = 0,6 \cdot R_m \cdot \frac{1}{K} = 0,6 \cdot 440 \cdot \frac{1}{2} = 132 \text{ MPa} \quad (7.4)$$

Dovolené napětí v krutu

$$\tau_{dk} = 0,66 \cdot \sigma_{dt} = 0,66 \cdot 132 = 87 \text{ MPa} \quad (7.5)$$

Kde:

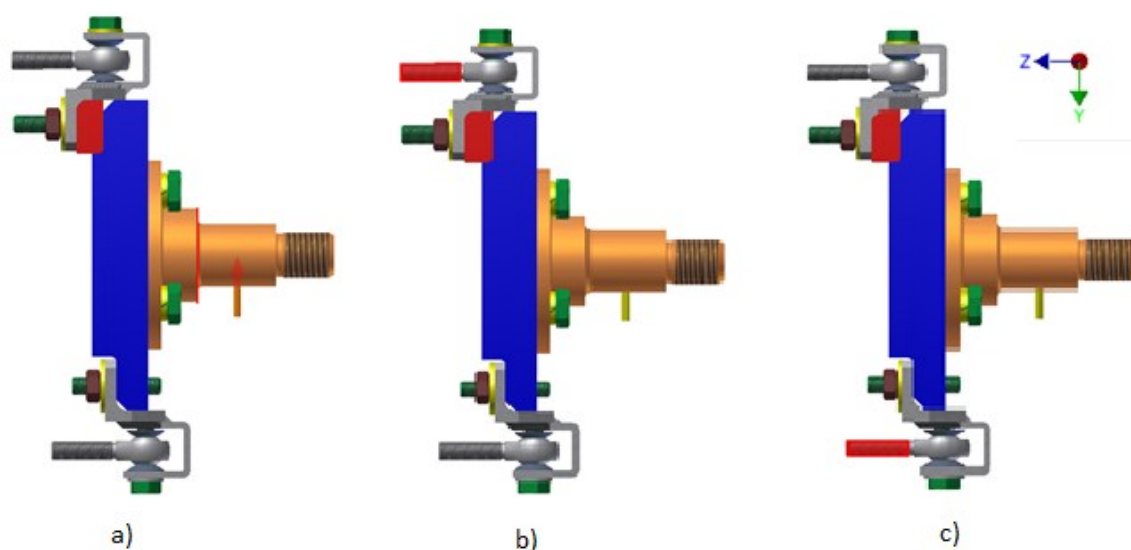
K – bezpečnost[-]

R_m – Mez pevnosti v tahu[MPa]

Ukotvení a zatížení součásti

Variabilní prvky těhlice jsou namáhány zatěžujícími silami vyvozenými hmotností vozidla a jízdním stavem. V tomto případě stavem statickým, kdy vozidlo stojí na místě. Síla odpovídá polovině hmotnosti přední nápravy zvětšenou statickým násobkem, viz Tab. č. 6.

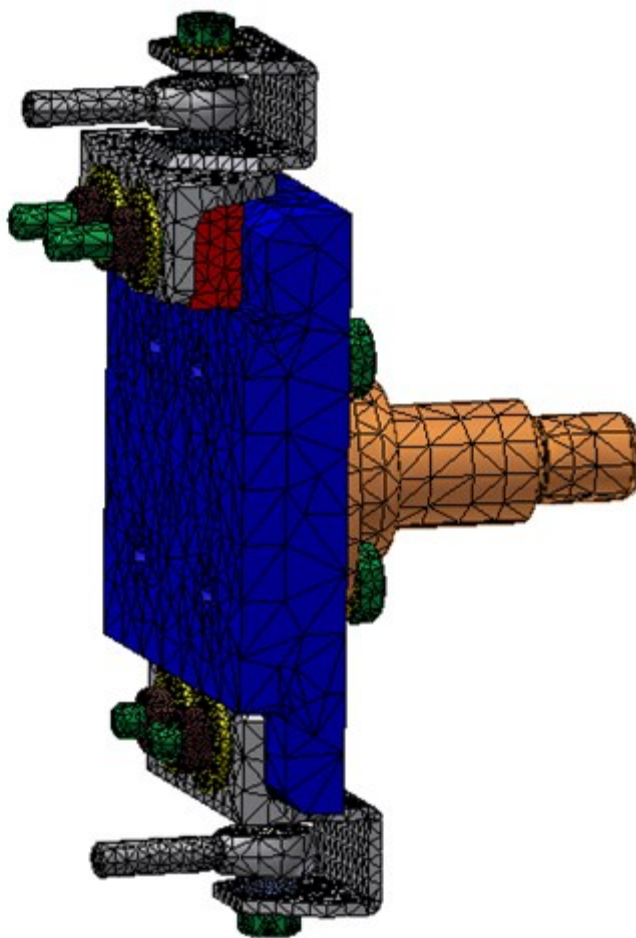
Působící síla na čep kola je znázorněna šipkou na obrázku č. 21 pozice a), její velikost je 1374 N. Dále je na obrázku č. 21 pozice b) a a) znázorněna pevná vazba na závitě unibalů vyznačeně červenou plochou. Vrchnímu unibalu je dovolen pohyb ve směru osy \underline{Y} , aby co nejvíce realizoval skutečnou kinematiku lichoběžníkové nápravy. Spodním unibal je pevně ve všech směrech, protože je na spodním rameni uchycena vzpěrná tyč tlumiče, kterou je přenášeno zatížení do vahadel a dále do tlumiče.



Obr. č 23 Znázornění okrajových podmínek [autor]

Pohled sítě

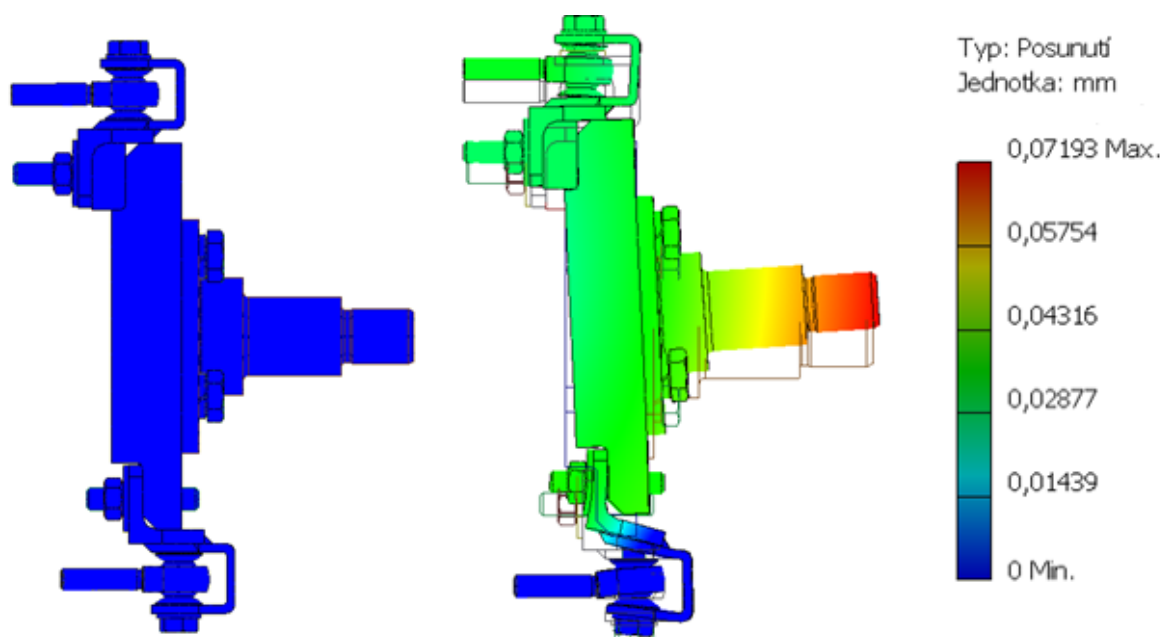
Uzly:171496
Prvky:101694



Obr. č 24 Pohled sítě [autor]

Analýza deformace

Na snímku pod textem lze spatřit že, největší posunutí je na čepu kola dosahující hodnoty 0,07 mm.

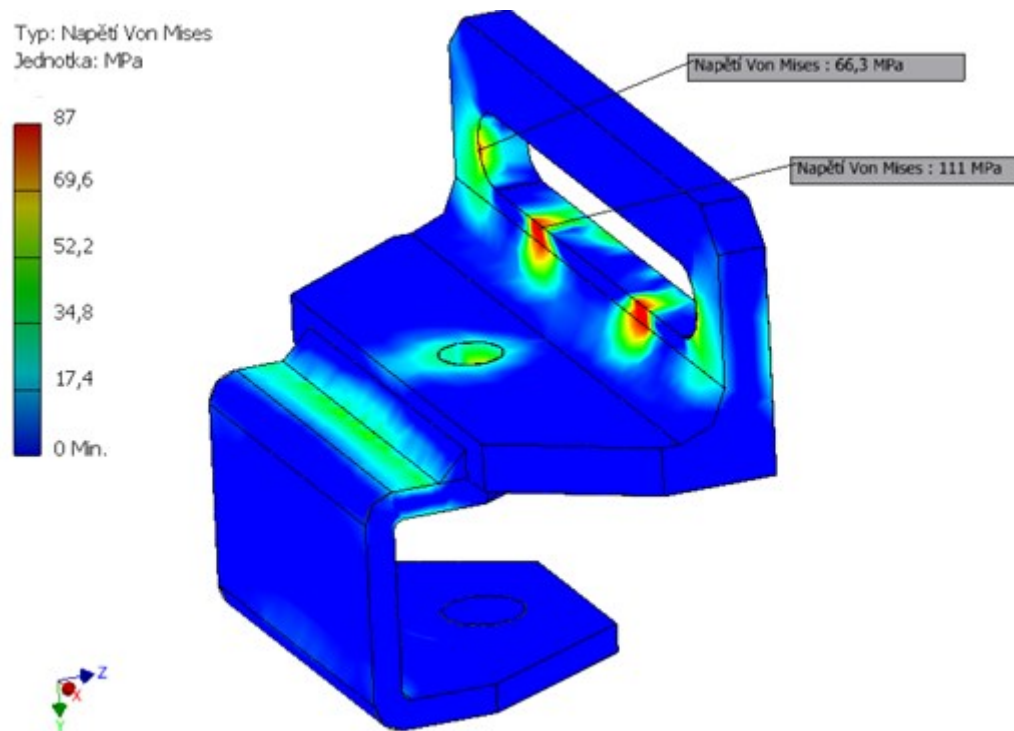


Obr. č 25 Posunutí [autor]

Analýza maximálního napětí

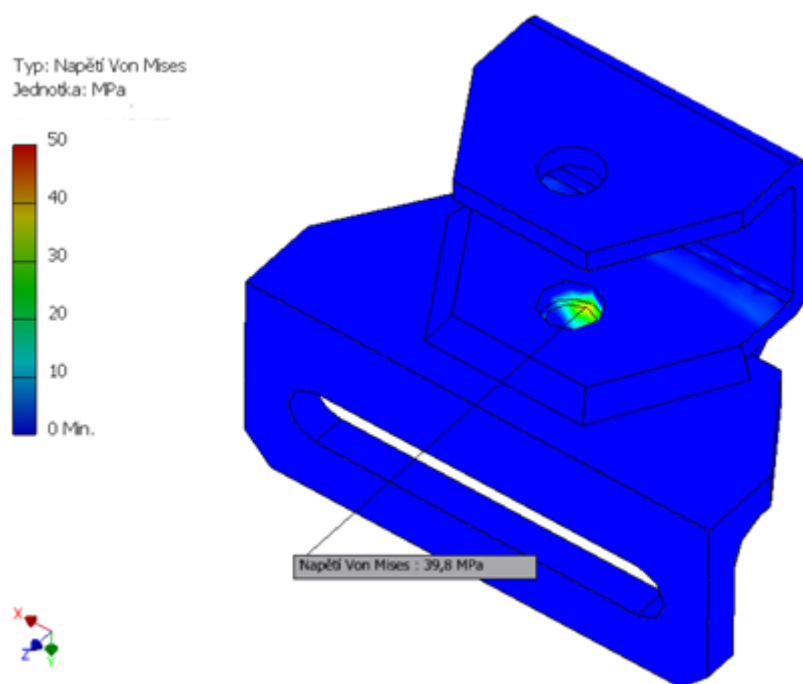
Na následujících snímcích vidíme detaily horních a spodních úchytů, které jsou v našem zájmu.

Na spodním úchytu unibalu je maximální napětí v drážce určené k možnosti nastavení. Toto maximální napětí (111 MPa) je především způsobeno vrubovým účinkem hranou drážky při dotyku s šroubem.



Obr. č 26 Detail maximálního napětí spodního úchyty [autor]

Na horním úchyty (Obr. č. 22) je maximální napětí okolo 40 MPa v otvoru pro lícovaný šroub a to v přechodu mezi závitem a lícovanou dírou. Z rozboru sil v kapitole 6.4 vyplývá, že toto napětí vyvozeno radiální reakcí, otvor je tedy namáhán pouze na otláčení.



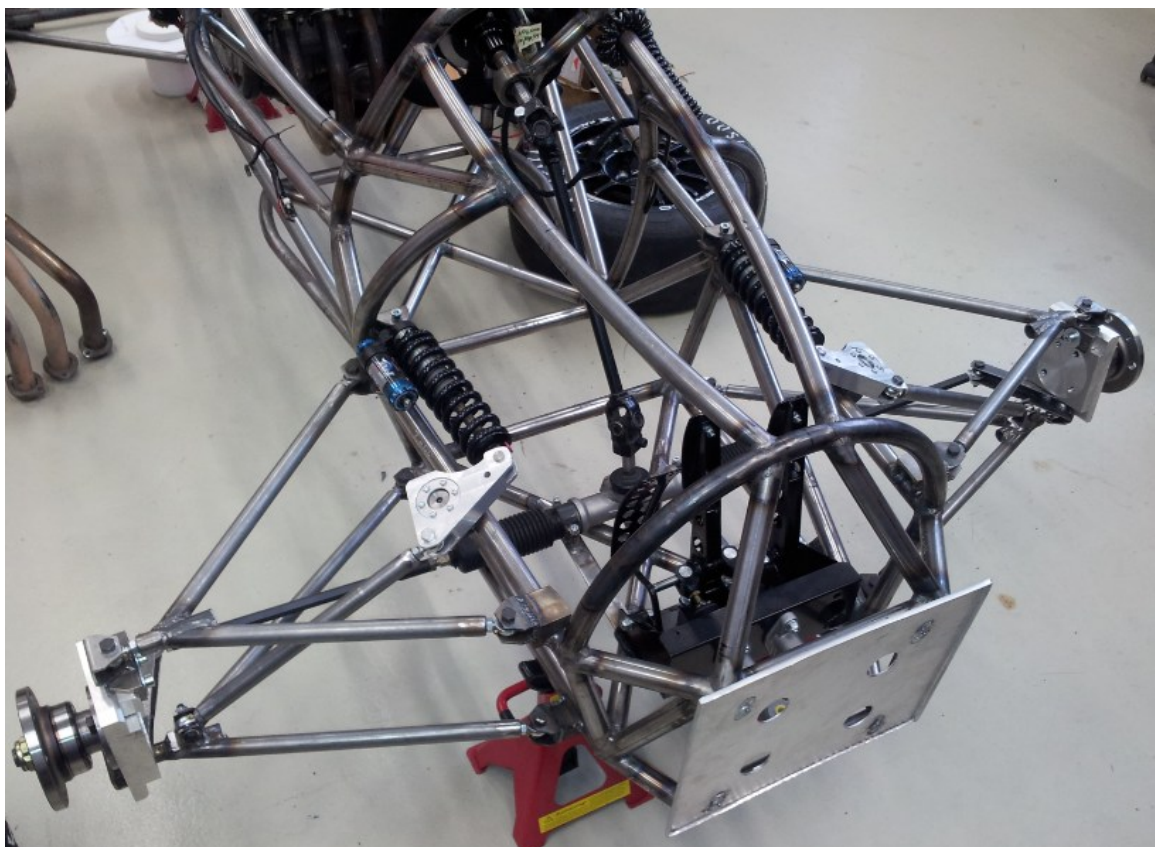
Obr. č 27 Detail maximálního napětí horního úchyty [autor]

8. Praktické ověření variabilní těhlice

Na fotografii části formule (viz. Obr. č. 27) je zdokumentována přední náprava studenské formule se všemi prvky soustavy kromě brzd.



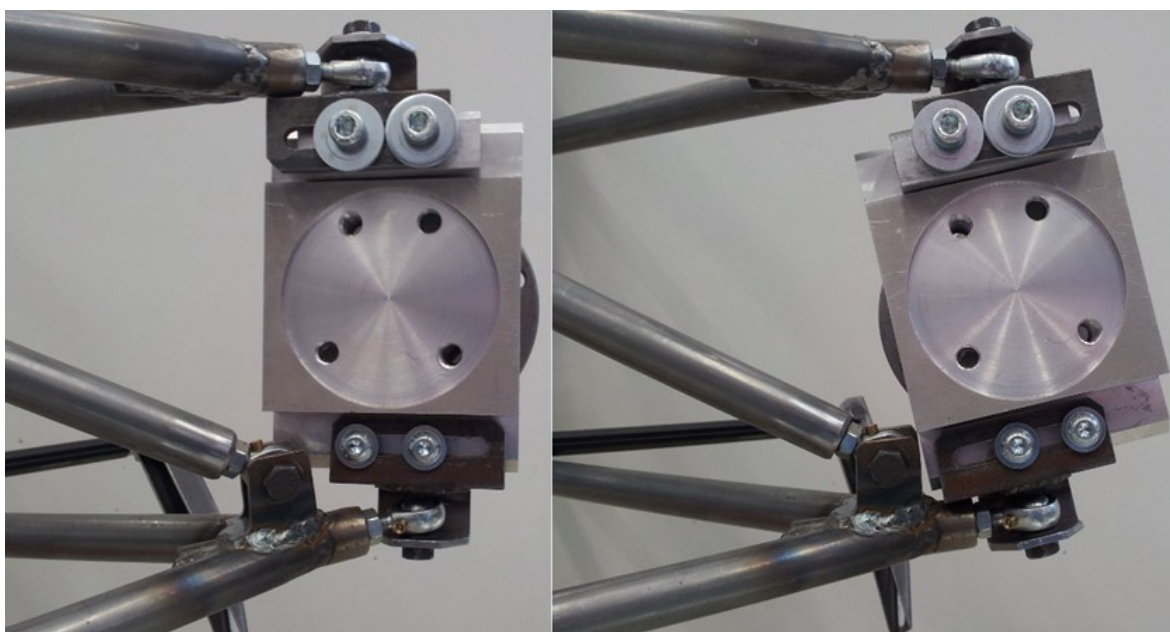
Obr. č 28 Levé část přední nápravy studenské formule [autor]



Obr. č 29 Přední náprava studentské formule [autor]

Ověření nastavení

Na následujících snímcích jsou vyobrazeny krajní polohy nastavení variabilní těhlice ve směru osy vozidla. Díky této možnosti variabilitě lze nastavit úhel odklonu kola a závlek kola.



Obr. č 30 Nastavení v krajních polohách [autor]

9. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout variabilní těhlici vozu, typu formule, k zjištění geometrie kol přední nápravy. Vypočtení maximálních zatěžujících sil působících na kola přední nápravy v provozu vozidla slouží ke stanovení základních požadavků pro finální těhlici.

Finální těhlici navrhuji frézovat z jednoho kusu duralu třídy 6000 a výš pro možnost vytvrzení. Pro vyšší tuhost by konstrukce měla obsahovat držák třmene brzd i páku řízení. Přičemž ostatní části podvozku se zachovají.

Doporučení pro navrhování ramen zavěšení předních kol - uvažovat o zvětšení vzájemné vzdálenosti rejdových kloubů. Posunutím kloubů co nejbližší k vnitřnímu průměru ráfku, dojde ke snížení přenášených momentů z kola na rám. Zvýšením tuhosti konstrukce selepší vedení kola v zatáčkách.

Z veškeré prostudované literatury potřebné k vypracování bakalářské práce vyšlo najevo, že ADAMS je nejpoužívanější program k simulaci nastavení geometrie kol. A bylo by výhodné se jej naučit ovládat pro následné navrhování těhlice.

Práce v projektu je přínosem ke zlepšení dovedností v oblasti konstruování se zaměřením na praktické zkušenosti, oblasti kolektivní práce, komunikace s dodavateli a výrobcí.

Testování zatížení těhlice metodou MKP má spíše jen informativní charakter a výsledky z ní byly využity pouze pro představu o namáhání části podvozku přední nápravy. V současné době je těhlice vyrobena a čeká na testování nastavení geometrie. Testování a konstrukční vývoj navržené těhlice by měl pokračovat v navazujícím magisterském studiu na Vysoké škole báňské - Technické univerzitě Ostrava.

Poděkování

Závěrem chci poděkovat vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Tomáš Kubín Ph.D. za cenné rady a pomoc při sestavování bakalářské práce. Členům projektu Formula Student, VSB - TU Ostrava a jmenovitě vedoucímu projektu doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D. za poskytnutí prostoru při vytváření této práce.

10. Použitá literatura

- [1] *Pravidla Formule SAE*, poslední revize 3. 5. 2013. [online], [12.5.2014]. dostupné z : <http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2013fsaerules.pdf>
- [2] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: 3.aktualizované vydání*. Brno: František VLK, 2006
- [3] SAJDL, Jan. Zavěšení kol. *Autolexikon.net* [online], [12.5.2014]. dostupné z : <http://cs.autolexikon.net/articles/zaveseni-kol>
- [4] *Sands mechanical museum*, poslední revize 10. 5. 2008. [online], [12.5.2014]. dostupné z : <http://www.sandsmuseum.com/cars/elise/experience/maintenance/alignment>.
- [5] LIŠČÁK, Š., MATĚJKA, R.: *Podvozky cestných vozidel*. EDIS – Vydavatelstvo Žilinskej univerzity, Žilina, 2006. ISBN 80-8070-588-7.
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [7] *The McGill University Montreal, Canada* [online], [12.5.2014]. dostupné z : <http://shoraipower.com/mcgill-sae>
- [8] *Formula Student, VSB - TU Ostrava, Czech Republic* [online], [12.5.2014]. dostupné z : <http://formula.vsb.cz/portfolio/vizualizace-formule/>
- [9] HESTERINI, P. :*Přední náprava a řízení pro vůz CTU CarTech* [online], [12.5.2014]. dostupné z : <http://stc.fs.cvut.cz/history/2010/sbornik/papers/pdf/HesteriniPavel-338411.pdf>
- [10] VYMAZAL, R.: *Těhlice vozu kategorie SAE*. VUT v Brně,Brno, 2008
- [11] *Bezpečnost vozidel silničního provozu* [online], [12.5.2014]. dostupné z : <http://www.vutbr.cz/usi/dokumenty/dokumenty-ke-stazeni-f23776/bezpecnost-vozidel-silnicniho-provozu-materialy-k-predmetu-d75943/01-podvozky-pdf-p67167>

Seznam příloh

1. Sestava těhlice	A2
2. Těhlice	A3
3. Variabilní úchyt	A4
4. Spodní část úchytu	A4
5. Podložka	A4
6. Úchyt	A4
7. Datový nosič	DVD